

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТОРМОЗНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С МЕХАНИЧЕСКИМ УСИЛИТЕЛЕМ

В. Б. ТАРМАЕВ, Э. М. ГУСЕЛЬНИКОВ

Представлена научным семинаром кафедр электрических машин и общей электротехники

В настоящее время для обеспечения быстрого останова различных приводов широко используются тормозные электродвигатели со встроенными электромагнитными тормозами [1]. Этим конструкциям электромагнитных тормозов присущи следующие недостатки: для получения малых величин времени торможения привода необходимо увеличивать тяговое усилие электромагнита или диаметр тормозного диска, т. е. увеличивать габаритные размеры тормоза, с увеличением тягового усилия электромагнита процесс торможения сопровождается толчками, ударами, увеличенным износом поверхностей трения. Для устранения указанных недостатков предлагается использовать тормоза с механическими усилителями. Пример электромагнитного тормоза с механическим усилителем, выполненным в виде двух шайб 3 и 4 и шариков 5, приведен на рис. 1. Процесс торможения происходит следующим образом. После снятия питания с электродвигателя и электромагнита 2 пружины 7 прижимают тормозной диск 8 к фрикционным накладкам 6, закрепленным на тормозном колесе-вентиляторе 9. Угловое перемещение тормозного диска при торможении обеспечивает дополнительное поджатие диска к колесу, за счет скосов на торцах шайб 3, 4 и шарика 5. Растормаживание осуществляется за счет электромагнита. При подаче напряжения на катушку 2 под действием магнитного потока тормозной диск 8 преодолевает усилие силовых пружин 7 и притягивается к подщипниковому щиту 12, освобождая для вращения вал электродвигателя.

Для определения эффективности усиления принято понятие коэффициента усиления тормоза [2]

$$s = \frac{M_{TS}}{M_T}, \quad (1)$$

где S — коэффициент усиления,

M_T — момент торможения без усиления,

M_{TS} — момент торможения с усилением.

Для рассматриваемой конструкции электромагнитного тормоза коэффициент усиления может быть рассчитан по следующей формуле:

$$s = \frac{1}{1 - \mu_1 \cdot \frac{R}{R_{ш}} \cdot \frac{\cos \alpha - \mu_2 \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu_2 \cos \alpha}}, \quad (2)$$

где R — радиус трения,

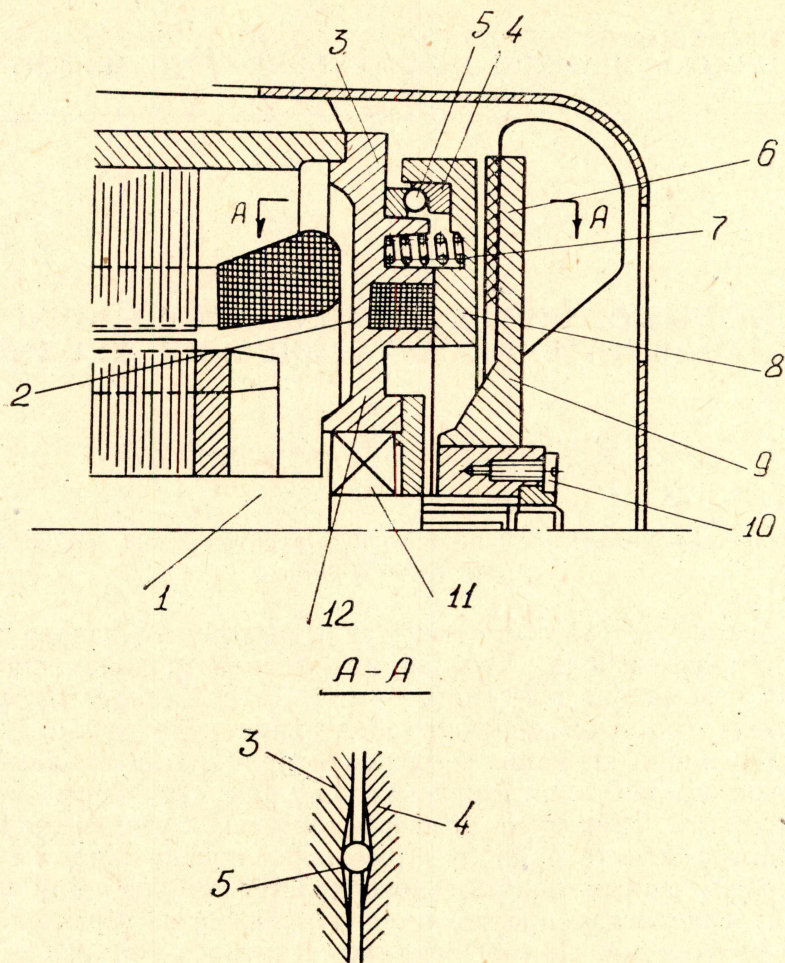


Рис. 1

$R_{ш}$ — радиус расположения шариков относительно вала электродвигателя,

μ_1 — коэффициент трения между фрикционной накладкой и тормозным диском,

μ_2 — коэффициент трения качения на скосах шайб,

α — угол наклона скоса шайб.

Когда знаменатель выражения (2) равен нулю, то коэффициент усиления стремится к бесконечности. Из этого условия определяется критический угол скоса шайб, при котором происходит заклинивание:

$$\operatorname{tg} \alpha_{кр} = \frac{\mu_1 \frac{R}{R_{ш}} - \mu_2}{1 + \mu_1 \mu_2 \frac{R}{R_{ш}}} . \quad (3)$$

Выражения (2) и (3) можно значительно упростить, если подставить в них конкретные значения коэффициента трения качения:

$$s = \frac{1}{1 - \frac{\mu_1 R}{\operatorname{tg} \alpha R_{ш}}} , \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{кр} = \mu_1 \frac{R}{R_{ш}} . \quad (5)$$

Процесс торможения электромагнитного тормоза с усилением во времени разбивается на четыре этапа:

1. Снято питание с обмотки электромагнита, величина силы притяжения электромагнита больше величины усилия силовых пружин. Тормозной диск неподвижен.

2. Сила притяжения электромагнита становится равной величине усилия силовых пружин, при незначительном превышении усилия силовых пружин тормозной диск начинает перемещаться в осевом направлении до соприкосновения с фрикционными накладками (устраняется зазор между тормозным диском и тормозным колесом-вентилятором).

3. Под действием сил трения тормозной диск поворачивается до соприкосновения шариков со скосами шайб (устранение зазора между шариками и скосами шайб). Величина электромагнитной силы равняется нулю.

4. Движение тормозного диска после соприкосновения шариков со скосами шайб.

Первый этап процесса торможения без учета влияния вихревых токов описывается следующим уравнением:

$$U = \rho \cdot i + r \cdot i + L_1 \cdot \frac{di}{dt}, \quad (6)$$

где U — напряжение питания электромагнита,

L_1 — индуктивность катушки при конечном зазоре δ_1 ,

$\rho = f(t)$ — сопротивление электрической дуги при размыкании контактов цепи управления обмотки электромагнита,

r — активное сопротивление обмотки.

Полагаем, что $\rho = \rho_{cp} = \text{const}$. Тогда решение уравнения (6) будет следующим:

$$i = \left(\frac{U}{r} - \frac{U}{\rho_{cp} + r} \right) \cdot e^{-\frac{t}{T_1}} + \frac{U}{\rho_{cp} + r}, \quad (7)$$

где

$$T_1 = \frac{L_1}{\rho_{cp} + r}.$$

Вследствие того, что $\rho_{cp} \gg r$, уравнение (7) примет вид

$$i \approx \frac{U}{r} \cdot e^{-\frac{t}{T_1}}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) находим промежуток времени с момента отключения обмотки электромагнита и до момента начала движения тормозного диска, т. е. магнитный поток спадает до величины, при которой противодействующая сила станет равной электромагнитной

$$t_1 = \frac{L_1}{\rho_{cp} + r} \cdot \ln \frac{U}{i_{тр} \cdot r}. \quad (9)$$

При этом величина тока трогания будет равна

$$i_{тр} = \sqrt{\frac{2P_{пр} \cdot \delta_1}{L_1}}, \quad (10)$$

где $P_{пр}$ — усилие силовой пружины,

δ_1 — величина воздушного зазора при притянutom тормозном диске.

Второй этап процесса торможения характеризует осевое перемещение тормозного диска и описывается следующим уравнением:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c_1 \frac{dx}{dt} + c_2 x = P_{\text{пр}} - F_3(t), \quad (11)$$

где m — масса тормозного диска,

x — перемещение диска в осевом направлении;

$F_3(t)$ — закон изменения силы притяжения электромагнита при отключении;

c_1 — сопротивление (пропорциональное первой степени скорости), оказываемое при перемещении тормозного диска;

c_2 — жесткость пружин.

Пренебрегая силами трения качения шариков по тормозному диску $\left(c_1 \frac{dx}{dt}\right)$, жесткостью силовых пружин $c_2 x$, а также принимая величину электромагнитной силы постоянной и равной силе в момент отключения, время движения тормозного диска можно определить по формуле [4]

$$t_2 = \sqrt{\frac{2m\delta}{P_{\text{пр}} - F_3}}, \quad (12)$$

где δ — величина зазора между тормозным диском и тормозным колесом.

Скорость диска в конце второго этапа будет равна

$$v_2 = \frac{P_{\text{пр}} - F_3}{m} t_2. \quad (13)$$

На третьем этапе торможения диск соприкасается с фрикционными накладками колеса и происходит деформация их. При этом возникает сила трения $\mu_1 N_1$, которая поворачивает тормозной диск в направлении вращения тормозного колеса. Расчетная схема третьего этапа приведена на рис. 2а. Уравнения движения тормозного диска для третьего этапа имеют вид

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \mu_1 N_1 R; \quad (14)$$

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -N_1 + P_{\text{пр}}, \quad (15)$$

где J — момент инерции тормозного диска,

N_1 — нормальная сила между тормозным диском и фрикционными накладками,

$$N_1 = kx, \quad (16)$$

где k — жесткость фрикционной накладки.

Угол свободного поворота тормозного диска соответствует величине первоначального зазора между тормозным диском и колесом:

$$\varphi_0 = \frac{\delta}{R_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (17)$$

Время устранения зазора между шариками и скосами шайб определяется из решения уравнений (14÷17):

$$t_3 = \sqrt{\frac{2I\delta}{P_{\text{пр}} R R_{\text{ш}} \mu \operatorname{tg} \alpha}}. \quad (18)$$

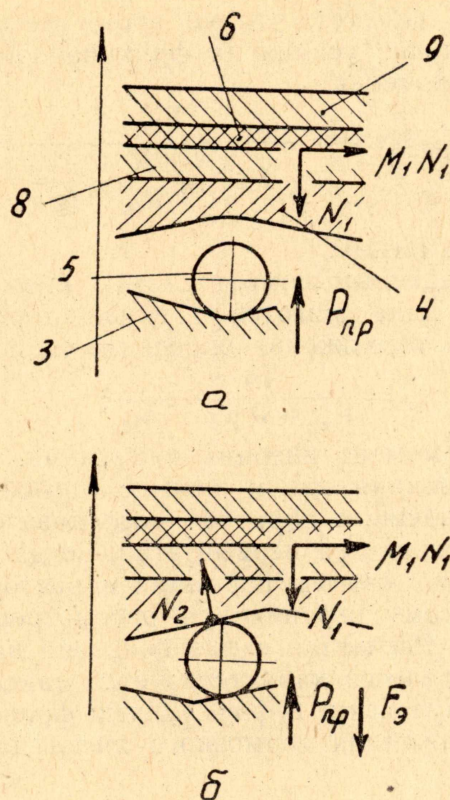


Рис. 2

Скорость тормозного диска в конце третьего этапа равна

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{2P_{np} R \mu_1 \delta}{I R_{III} \operatorname{tg} \alpha}}. \quad (19)$$

Расчетная схема четвертого этапа приведена на рис. 2б. Движение тормозного диска характеризуется следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \mu_1 N_1 R - N_2 R_{III} \sin \alpha; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} &= -N_1 + N_2 \cos \alpha + P_{np}; \\ N_1 &= kx; \\ x &= \varphi R_{III} \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Решая систему уравнений относительно φ , получим

$$\varphi_4 = A \sin(pt + \Psi) + E, \quad (21)$$

где

$$A = \sqrt{\left(\frac{P_{np}}{k R_{III} \operatorname{tg} \alpha}\right)^2 + \left(\frac{\omega_3}{k}\right)^2}; \quad (22)$$

$$p = \sqrt{\frac{k \operatorname{tg} \alpha R_{III} (R_{III} \sin \alpha - \mu_1 R \cos \alpha)}{I \cos \alpha + m R_{III}^2 \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha}}; \quad (23)$$

$$\Psi = \arctg \frac{k P_{np}}{R_{III} \operatorname{tg} \alpha \cdot \omega_3}; \quad (24)$$

$$E = \frac{P_{np} \sin \alpha}{k \operatorname{tg} \alpha (R_{III} \sin \alpha - \mu_1 R \cos \alpha)}. \quad (25)$$

Из уравнения (21) следует, что во время четвертого этапа процесса торможения величина усилия на фрикционной накладке колеблется около среднего значения

$$N_1 = kx = kR_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha \varphi = \frac{P_{\text{пр}}}{1 - \mu_1 \frac{R}{R_{\text{ш}}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}} = P_{\text{пр}} \cdot s, \quad (26)$$

где s — коэффициент усиления.

Полагая, что приведенный момент к валу электродвигателя равен M_c и угловая скорость вала двигателя в начале торможения равна ω_0 , время четвертого этапа торможения определяется по формуле

$$t_4 = \frac{J_M \cdot \omega_0}{P_{\text{пр}} \cdot s R_{\mu_1} - M_c}, \quad (27)$$

где J_M — приведенный момент инерции механизма.

Процесс оттормаживания, как и процесс торможения, разбивается на четыре этапа, следующие в обратной последовательности.

Наиболее важным является первый этап, когда фрикционные накладки восстанавливают свои деформации и растормаживается вал электродвигателя. Поэтому ограничимся рассмотрением только этого этапа оттормаживания. Расчетная схема показана на рис. 26. Начальное положение этого процесса характеризуется максимальными деформациями, конечное — нулевыми деформациями фрикционной накладки. Составим уравнения движения тормозного диска для этого этапа оттормаживания.

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \mu_1 N_1 R - N_2 R_{\text{ш}} \sin \alpha; \\ m \frac{d^2 x}{dt^2} &= -N_1 + N_2 \cdot \cos \alpha + P_{\text{пр}} - F_{\text{э}0}; \\ F_{\text{э}0} &= \frac{I_y L_0}{2\delta} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_0}}\right)^2 = F_{\text{эм}} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_0}}\right)^2; \\ N_1 &= kx; \\ x &= \varphi \cdot R_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

где L_0 — индуктивность катушки электромагнита при зазоре, равном δ ,

$\tau_0 = \frac{L_0}{r}$ — постоянная времени,

$I_y = U/r$ — установившееся значение тока обмотки электромагнита.

На данном этапе осевому перемещению x соответствуют деформации фрикционной накладки. Решение системы будет следующим:

$$x_{01} = \frac{M_{\text{co}}}{k\mu_1 R} \cdot \cos pt + \frac{2F_{\text{эм}} \cdot P_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha \cdot e^{-\frac{t}{\tau_0}}}{k(R_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha - \mu_1 R \cos \alpha) + \frac{I \cdot \cos \alpha + m R_{\text{ш}}^2 \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha}{R_{\text{ш}} \operatorname{tg} \alpha \tau_0^2}} - \frac{(F_{\text{эм}} - P_{\text{пр}}) \cdot R_{\text{ш}} \sin \alpha}{k(R_{\text{ш}} \sin \alpha - \mu_1 R \cdot \cos \alpha)} - \frac{F_{\text{эм}} \cdot R_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha \cdot e^{-\frac{2t}{\tau_0}}}{k(R_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha - \mu_1 \cdot R \cdot \cos \alpha) + \frac{4(I \cdot \cos \alpha + m R_{\text{ш}}^2 \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha)}{R_{\text{ш}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \tau_0^2}}, \quad (29)$$

где M_{co} — момент на валу электродвигателя в момент растормаживания. Время продолжительности этого этапа оттормаживания определяется из уравнения (29) при условии $x_{01}=0$.

Таким образом, применение тормозов с механическими усилителями в тормозных электродвигателях является перспективным, позволяет экономить активные и конструктивные материалы. Тормозной момент можно изменять, меняя угол наклона скоса шайб. Разработанный расчет динамики позволяет подробно представить процессы торможения и растормаживания и определить время срабатывания тормоза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Э. М. Гусельников, Б. С. Цукерман. Самотормозящиеся электродвигатели. М., «Энергия», 1971.
 2. Т. С. Лысых. Исследование работы дисковых тормозов с усилением и метод их расчета. М., «Машгиз», 1959.
 3. А. К. Тер-Акопов. Динамика быстродействующих электромагнитов. М.-Л., «Энергия», 1965.
 4. Б. К. Буль и др. Основы теории электрических аппаратов. М., «Высшая школа», 1970.
-